

27.05.2004

01286-04 La/se

Liebherr-Werk Nenzing GmbH
A-6710 Nenzing

Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil
hängenden Last mit optimierter Bewegungsführung

Die Erfindung betrifft einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Im einzelnen befasst sich die Erfindung mit der Generierung von Führungsgrößen als Steuerfunktionen bei Kranen oder Baggern, die eine Bewegung der an einem Seil aufgehängten Last in mindestens drei Freiheitsgraden zulässt. Derartige Krane oder Bagger weisen ein Drehwerk, das auf einem Fahrwerk aufgebracht sein kann, auf, welches zum Drehen des Kranes oder Baggers dient. Weiterhin ist ein Wippwerk zum Aufrichten bzw. Neigen eines Auslegers und ein Schwenkwerk vorhanden. Schließlich umfasst der Kran oder Bagger ein Hubwerk zum Heben bzw. Senken der an dem Seil aufgehängten Last. Derartige Kräne oder Bagger finden in verschiedenster Ausführung Verwendung. Beispielhaft sind hier Hafenmobilkrane, Schiffskrane, Offshore-Krane, Raupenkrane bzw. Seilbagger zu nennen.

Beim Umschlagen einer an einem Seil hängenden Last mittels eines derartigen Kranes oder Baggers entstehen Pendelbewegungen der Last, die auf die Bewe-

gung des Kranes oder Baggers selbst zurückzuführen sind. Es wurden nun bereits in der Vergangenheit Anstrengungen unternommen, um Pendelschwingungen bei Lastkranen zu verringern bzw. zu unterdrücken.

Die WO 02/32805 A1 beschreibt einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last mit einer computergesteuerten Regelung zur Dämpfung der Lastpendelung, die ein Bahnplanungsmodul, eine Zentripetalkraftkompensationseinrichtung und zumindest einen Achsregler für das Drehwerk, einen Achsregler für das Wippwerk und einen Achsregler für das Hubwerk aufweist. Dabei wird im Bahnplanungsmodul nur die kinematischen Begrenzungen des Systems berücksichtigt. Das dynamische Verhalten findet nur beim Entwurf der Regelung Berücksichtigung.

Aufgabe der Erfindung ist es, die Bewegungsführung der am Lastseil hängenden Last noch weiter zu optimieren.

Zur Lösung dieser Aufgabe weist ein gattungsgemäßer Kran oder Bagger eine Steuerung auf, in der die Führungsgrößen für die Steuerung so generiert werden, dass sich eine optimierte Bewegung mit minimierten Pendelausschlägen ergibt. Hierbei kann auch die abgefahrene Bahn der pendelnden Last prognostiziert werden und darauf aufbauend eine Kollisionsvermeidungsstrategie realisiert werden.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung ergeben sich aus den sich an den Hauptanspruch anschließenden Unteransprüchen.

Von besonderem Vorteil ist es, dass in der Bahnsteuerung der vorliegenden Erfindung modelbasiert optimale Steuertrajektorien online berechnet und aktualisiert werden. Dabei können die modelbasierten optimalen Steuertrajektorien basierend auf einem um Referenztrajektorien linearisierten Model erstellbar sein. Alternativ können die modelbasierten optimalen Steuertrajektorien auf einem nicht linearen Modelansatz basieren.

Die modelbasierten optimalen Steuertrajektorien können unter Rückführung von allen Zustandsgrößen ermittelt werden.

Alternativ können die modelbasierten optimalen Steuertrajektorien unter Rückführung von mindestens einer Messgröße und Schätzung der verbleibenden Zustandsgrößen ermittelbar sein.

Wiederum alternativ können die modelbasierten optimalen Steuertrajektorien unter Rückführung von mindestens einer Messgröße und Nachführung der verbleibenden Zustandsgrößen durch modelbasierte Vorwärtssteuerung ermittelt werden.

Die Bahnsteuerung kann vorteilhaft als Vollautomatik oder aber auch als Halbautomatik durchführbar sein.

So ergibt sich im Zusammenhang mit einer Regelung zur Lastpendeldämpfung ein optimiertes Bewegungsverhalten mit vermindertem Restpendeln und geringeren Pendelausschlägen während der Fahrt. Ohne die Regelung zur Lastpendeldämpfung kann die erforderliche Sensorik am Kran verringert werden. Es kann ein vollautomatischer Betrieb, bei dem Start und Zielpunkt feststehen ebenso realisiert werden, wie ein Handhebelbetrieb, der im folgenden als halbautomatischer Betrieb bezeichnet wird.

In der vorliegenden Erfindung werden die Sollfunktionen im Gegensatz zur WO 02/32805 A1 nun derart generiert, dass bereits vor dem Aufschalten auf die Regelung das dynamische Verhalten des Krans berücksichtigt ist. Damit hat die Regelung nur noch die Aufgabe, Modellabweichungen und Störgrößen auszugleichen, wodurch ein verbessertes Fahrverhalten resultiert. Zudem kann, wenn die Positionsgenauigkeit und das tolerierbare Restpendeln es zulässt, die Regelung ganz entfallen und der Kran mit dieser optimierten Steuerfunktion betrieben werden. Allerdings wird das Verhalten etwas ungünstiger als beim Betrieb mit der Regelung sein, da das Modell nicht in allen Details mit den tatsächlichen Gegebenheiten übereinstimmt.

Das Verfahren sieht zwei Betriebsmodi vor. Den Handhebelbetrieb, bei dem der Bediener durch die Handhebelauslenkung eine Sollgeschwindigkeit der Last vorgibt, und dem vollautomatischen Betrieb, bei dem Start- und Zielpunkt vorgegeben werden.

Daneben kann die optimierte Steuerfunktionsberechnung allein oder in Zusammenhang mit einer Regelung zur Lastpendeldämpfung betrieben werden.

Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung werden anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels erläutert. Als typischer Vertreter für einen Kran oder Bagger der eingangs genannten Gattung wird die Erfindung hier anhand eines Hafenmobilkranes beschrieben.

Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung werden anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels erläutert. Als typischer Vertreter für einen Kran oder Bagger der eingangs genannten Gattung wird die Erfindung hier anhand eines Hafenmobilkranes beschrieben.

Es zeigen:

- Fig. 1: Prinzipielle mechanische Struktur eines Hafenmobilkranes
- Fig. 2: Zusammenwirken von hydraulischer Steuerung und Bahnsteuerung mit Modul zur optimierten Bewegungsführung als Steuerfunktion des Kranes
- Fig. 3: Struktur der Bahnsteuerung mit Modul zur optimierten Bewegungsführung mit Regelung zur Lastpendeldämpfung
- Fig. 4: Struktur der Bahnsteuerung mit Modul zur optimierten Bewegungsführung als Steuerfunktion ohne Regelung zur Lastpendeldämpfung (ggf. mit unterlagerten Positionsreglern für die Antriebe)
- Fig. 5: Mechanischer Aufbau des Drehwerks und Definition von Modellvariablen
- Fig. 6: Mechanischer Aufbau des Wippwerks und Definition von Modellvariablen
- Fig. 7: Aufrichtkinematik des Wippwerks

- Fig. 8: Ablaufdiagramm für die Berechnung der optimierten Steuergröße im vollautomatischen Betrieb
- Fig. 9: Ablaufdiagramm für die Berechnung der optimierten Steuergröße im halbautomatischen Betrieb
- Fig. 10: Beispielhafte Führungsgrößengenerierung im vollautomatischen Betrieb
- Fig. 11: Beispielhafte Zeitverläufe von Steuergrößen und Regelgrößen im Handhebelbetrieb

In Fig. 1. ist die prinzipielle mechanische Struktur eines Hafenmobilkrans dargestellt. Der Hafenmobilkran ist zumeist auf einem Fahrgestell 1 montiert. Zur Positionierung der Last 3 im Arbeitsraum kann der Ausleger 5 mit dem Hydraulikzylinder des Wippwerks 7 um den Winkel φ_A gekippt werden. Mit dem Hubwerk kann die Seillänge l_S variiert werden. Der Turm 11 ermöglicht die Drehung des Auslegers um den Winkel φ_D um die Hochachse. Mit dem Lastschwenkwerk 9 kann die Last am Zielpunkt um den Winkel φ_{rot} gedreht werden.

Fig. 2 zeigt das Zusammenwirken von hydraulischer Steuerung und Bahnsteuerung 31 mit Modul zur optimierten Bewegungsführung. In der Regel besitzt der Hafenmobilkran ein hydraulisches Antriebssystem 21. Ein Verbrennungsmotor 23 speist über ein Verteilergetriebe die hydraulischen Steuerkreise. Die hydraulischen Steuerkreise bestehen jeweils aus einer Verstellpumpe 25, die über ein Proportionalventil im Vorsteuerkreis angesteuert wird, und einem Motor 27 oder Zylinder 29 als Arbeitsmaschine. Über das Proportionalventil wird damit lastdruckunabhängig ein Förderstrom Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FL} , Q_{FR} eingestellt. Die Proportionalventile werden über die Signale u_{SID} , u_{SIA} , u_{SIL} , u_{SIR} angesteuert. Die hydraulische Steuerung ist meist mit einer unterlagerten Förderstromregelung ausgestattet. Wesentlich ist dabei, daß die Steuerspannungen u_{SID} , u_{SIA} , u_{SIL} , u_{SIR} an den Proportionalventilen durch die unterlagerte Förderstromregelung in hierzu proportionale Förderströme Q_{FD} , Q_{FA} , Q_{FL} , Q_{FR} im entsprechenden Hydraulikkreislauf umgesetzt werden.

Die Struktur der Bahnregelung ist nun in den Figuren 3 und 4 dargestellt. Figur 3 zeigt die Bahnsteuerung mit dem Modul zur optimierten Bewegungsführung mit

Regelung zur Lastpendeldämpfung und Figur 4 die Bahnsteuerung mit dem Modul zur optimierten Bewegungsführung ohne Regelung zur Lastpendeldämpfung. Diese Lastpendeldämpfung kann beispielsweise nach der Schrift PCT/EP01/12080 entworfen worden sein. Daher wird der dort offenbarte Inhalt vollumfänglich in diese Schrift mit einbezogen.

Wesentlich ist nun, daß die Zeitfunktionen für die Steuerspannungen der Proportionalventile nicht mehr direkt aus den Handhebeln beispielsweise über Rampenfunktionen oder einen Bahnplaner, der die kinematischen Beschränkungen des System berücksichtigt, abgeleitet werden, sondern derart in der Bahnsteuerung 31 berechnet werden, daß beim Bewegen des Krans keine oder geringe Pendelbewegungen der Last auftreten und die Last der gewünschten Bahn im Arbeitsraum folgt. D.h. bei der Berechnung der optimierten Steuergröße wird nicht nur die kinematische Beschreibung sondern die dynamische Beschreibung des Systems berücksichtigt.

Eingangsgrößen des Moduls 37 ist eine Sollpunktmatrix 35 für die Position und Orientierung der Last, die im einfachsten Fall aus Start- und Zielpunkt besteht. Die Position wird üblicherweise bei Drehkränen durch Polarkoordinaten beschrieben (φ_{LD} , r_{LA} , l). Da dadurch die Position des ausgedehnten Körpers (bspw. eines Containers) im Raum nicht vollständig beschrieben wird, kann eine weitere Winkelgröße hinzugenommen werden (Drehwinkel γ_L um die Hochachse, die parallel zum Seil liegt). Die Zielpositionsgrößen φ_{LDZiel} , r_{LAZiel} , l_{Ziel} , γ_{LZiel} sind im Vektor \underline{q}_{Ziel} zusammengefasst.

Eingangsgrößen des Moduls 39 sind die aktuellen Stellungen der Handhebel 34 zur Ansteuerung des Krans. Die Auslenkung der Handhebel entspricht der gewünschten Zielgeschwindigkeit der Last in der jeweiligen Bewegungsrichtung. Dementsprechend werden die Ziel-Geschwindigkeiten $\dot{\varphi}_{LDZiel}$, \dot{r}_{LAZiel} , \dot{l}_{Ziel} , $\dot{\gamma}_{LZiel}$ zum Zielgeschwindigkeitsvektor $\underline{\dot{q}}_{Ziel}$ zusammengefasst.

Im Falle des Moduls zur optimierten Bewegungsführung im vollautomatischen Betrieb 37 kann aus dieser Information über das abgelegte Modell zur Beschreibung des dynamischen Verhaltens und den gewählten Rand- und Nebenbedingungen das Optimalsteuerungsproblem gelöst werden. Ausgangsgrößen sind dann die Zeitfunktionen $u_{out,D}$, $u_{out,A}$, $u_{out,l}$, $u_{out,R}$, die zugleich Eingangsgrößen der unterlagerten Regelung zur Lastpendeldämpfung 36 bzw. der unterlagerten Regelung für Position bzw. Geschwindigkeit des Krans 41. Auch eine direkte Ansteuerung 41 des Krans ohne unterlagerte Regelung ist bei entsprechender Formulierung der Gleichungen in 37 möglich. Dabei kann im vollautomatischen Betrieb der Handhebelwert dazu benutzt werden, im Optimalsteuerungsproblem die Nebenbedingung der maximalen zulässigen Geschwindigkeit zu verändern. Dies ist insbesondere deshalb vorteilhaft, daß auch im vollautomatischen Betrieb der Anwender die Möglichkeit hat, den vollautomatischen Ablauf online in der Geschwindigkeit zu beeinflussen. Die vorgenommenen Änderungen werden sofort im nächsten Durchlauf des Algorithmus übernommen und berücksichtigt.

Im Falle des Moduls zur optimierten Bewegungsführung im halbautomatischen Betrieb 39 wird jedoch zur Information der aktuell gewünschten Zielgeschwindigkeit der Last durch die Handhebelstellung als weitere Information der aktuelle Systemzustand neben der Rand- und Nebenbedingungen benötigt. Deshalb müssen im halbautomatischen Betrieb die Meßgrößen der Position von Kran und Last laufend auf das Modul 39 zurückgeführt werden. Im einzelnen sind dies:

- Drehwerkswinkel φ_D ,
- Wippwerkswinkel φ_A ,
- Seillänge l_s , und
- relative Lasthakenposition c

und die Winkel zur Beschreibung der Lastposition:

- tangentialer Seilwinkel φ_{St} ,
- radialer Seilwinkel φ_{Sr} , und

- absoluter Rotationswinkel der Last γ_L .

Insbesondere letztgenannte Meßgrößen für Seilwinkel und absoluten Rotationswinkel der Last sind nur mit größerem Aufwand messtechnisch zu erfassen. Für die Realisierung einer Lastpendeldämpfung sind diese jedoch unabdingbar notwendig, um Störungen auszugleichen. Dadurch kann eine sehr hohe Positioniergenauigkeit bei geringem Restpendeln auch unter Einfluß von Störgrößen (wie Wind) erreicht werden. Im Falle von Fig. 3 stehen diese Größen alle zur Verfügung.

Wird jedoch das Verfahren in einem System eingesetzt, in dem keine Sensoren für die Seilwinkelmessung und den absoluten Rotationswinkel existieren, so muß für das Modul zur optimierten Bewegungsführung im halbautomatischen Betrieb diese Größen rekonstruiert werden. Hier bieten sich modellbasierte Schätzverfahren 43, wie Beobachterstrukturen, an. Hierbei wird aus den Meßgrößen der Kranposition und den Ansteuerfunktionen $u_{out,D}$, $u_{out,A}$, $u_{out,I}$, $u_{out,R}$ in einem hinterlegten dynamischen Modell die fehlenden Zustandsgrößen geschätzt oder nachgeführt (siehe Fig. 4).

Grundlage für das Verfahren der optimierten Bewegungsführung ist das Verfahren der dynamischen Optimierung. Hierzu muß das dynamische Verhalten des Kranes in einem Differentialgleichungsmodell abgebildet werden. Zur Ableitung der Modellgleichungen kann entweder der Lagrange-Formalismus oder die Methode nach Newton-Euler verwendet werden.

Im folgenden werden mehrere mögliche Modellansätze vorgestellt. Zunächst werden anhand Fig. 5 und 6 die Definition der Modellvariablen vorgenommen. Zur besseren Übersichtlichkeit zeigt Fig. 5 die Modellvariablen die im Zusammenhang mit der Drehbewegung stehenden Modellvariablen und Fig. 6 die Modellvariablen für die radiale Bewegung.

Zunächst wird Fig. 5 detailliert erläutert. Wesentlich ist dabei der dort gezeigte Zusammenhang zwischen der Drehposition φ_D des Kranturmes und der Lastposition

φ_{LD} in Drehrichtung. Die um den Pendelwinkel korrigierte Lastdrehwinkelposition berechnet sich dann zu

$$\varphi_{LD} = \varphi_D + \arctan \frac{l_s \varphi_{st}}{l_A \cos \varphi_A} \quad (1)$$

l_s ist dabei die resultierende Seillänge vom Auslegerkopf bis zum Lastmittelpunkt. φ_A ist der aktuelle Aufrichtwinkel des Wippwerks, l_A ist die Länge des Auslegers, φ_{st} ist der aktuelle Seilwinkel in tangentialer Richtung (da φ_{st} klein ist, kann $\sin \varphi_{st} \approx \varphi_{st}$ angenähert werden).

Das dynamische System für die Bewegung der Last in Drehrichtung kann durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

$$\left[J_T + (J_{AZ} + m_A s_A^2 + m_L l_A^2) \cos^2 \varphi_A \right] \ddot{\varphi}_D + m_L l_A l_s \cos \varphi_A \ddot{\varphi}_{st} + b_D \dot{\varphi}_D = M_{MD} - M_{RD} \quad (2)$$

$$m_L l_A l_s \cos \varphi_A \ddot{\varphi}_D + m_L l_s^2 \ddot{\varphi}_{st} + m_L g l_s \varphi_{st} = 0 \quad (3)$$

Bezeichnungen:

m_L	Lastmasse
l_s	Seillänge
m_A	Masse des Auslegers
J_{AZ}	Massenträgheitsmoment des Auslegers bezüglich Schwerpunkt bei Drehung um Hochachse
l_A	Länge des Auslegers
s_A	Schwerpunktsabstand des Auslegers
J_T	Massenträgheitsmoment des Turmes
b_D	viskose Dämpfung im Antrieb
M_{MD}	Antriebsmoment
M_{RD}	Reibmoment

(2) beschreibt im wesentlichen die Bewegungsgleichung für den Kranturm mit Ausleger, wobei die Rückwirkung durch die Lastpendelung berücksichtigt wird. (3) ist die Bewegungsgleichung, welche die Lastpendelung um den Winkel φ_{Sl} beschreibt, wobei die Anregung der Lastpendelung durch die Drehung des Turmes über die Winkelbeschleunigung des Turmes oder eine äußere Störung, ausgedrückt durch Anfangsbedingungen für diese Differentialgleichungen, verursacht wird.

Der hydraulische Antrieb wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$\begin{aligned} M_{MD} &= i_D \frac{V}{2\pi} \Delta p_D \\ \Delta p_D &= \frac{1}{V\beta} (Q_{FD} - i_D \frac{V}{2\pi} \dot{\Phi}_D) \\ Q_{FD} &= K_{PD} u_{SlD} \end{aligned} \quad (4)$$

i_D ist das Übersetzungsverhältnis zwischen Motordrehzahl und Drehgeschwindigkeit des Turms, V ist das Schluckvolumen der Hydraulikmotoren, Δp_D ist der Druckabfall über dem hydraulischen Antriebsmotor, β ist die ÖlkompRESSIBILITÄT, Q_{FD} ist der Förderstrom im Hydraulikkreis für das Drehen und K_{PD} ist die Proportionalitätskonstante, die den Zusammenhang zwischen Förderstrom und Ansteuerspannung des Proportionalventils angibt. Dynamische Effekte der unterlagerten Förderstromregelung werden vernachlässigt.

Alternativ hierzu kann das Übertragungsverhalten der Antriebsaggregate anstatt mit der Gleichung 4 durch einen approximativen Zusammenhang als Verzögerungsglied 1. oder höherer Ordnung dargestellt werden. Im folgenden ist die Approximation mit einem Verzögerungsglied 1. Ordnung dargestellt. Danach ergibt sich die Übertragungsfunktion

$$s\Phi_D(s) = \frac{K_{PDAntr}}{1 + T_{DAntr}s} U_{SlD}(s) \quad (5)$$

bzw. im Zeitbereich

$$\ddot{\varphi}_D = -\frac{1}{T_{DAntr}} \dot{\varphi}_D + \frac{K_{PDAntr}}{T_{DAntr}} u_{StD} \quad (6)$$

Damit kann aus den Gleichungen (6) und (3) ebenfalls eine adäquate Modellbeschreibung aufgebaut werden; Gleichung (2) wird nicht benötigt.

T_{DAntr} ist die approximative (aus Messungen ermittelte Zeitkonstante zur Beschreibung des Verzögerungsverhaltens der Antriebe. K_{PDAntr} die resultierende Verstärkung zwischen Ansteuerspannung und resultierender Geschwindigkeit im stationären Fall.

Bei einer unerheblichen Zeitkonstante bezüglich der Antriebsdynamik kann direkt eine Proportionalität zwischen Geschwindigkeit und Ansteuerspannung des Proportionalventils angenommen werden.

$$\dot{\varphi}_D = K_{PDdirekt} u_{StD} \quad (7)$$

Auch hier kann dann aus den Gleichungen (7) und (3) eine adäquate Modellbeschreibung aufgebaut werden.

Für die in Fig. 6 dargestellte radiale Bewegung lässt sich analog zu den Gleichungen (2) und (3) die Bewegungsgleichungen aufstellen. Hierzu gibt Fig. 6 Erläuterungen zur Definition der Modellvariablen. Wesentlich ist dabei der dort gezeigte Zusammenhang zwischen der Aufrichtwinkelposition φ_A des Auslegers und der Lastposition in radialer Richtung r_{LA}

$$r_{LA} = l_A \cos \varphi_A + l_S \varphi_{Sr} \quad (8)$$

Das dynamische System kann dann nach Anwendung des Newton-Eulerverfahrens durch die folgenden Differentialgleichungen beschrieben werden.

$$\begin{aligned} & \left(J_{AY} + m_A s_A^2 + m_L l_A^2 \sin^2 \varphi_A \right) \ddot{\varphi}_A - m_L l_A l_s \sin \varphi_A \ddot{\varphi}_{sr} \\ & + b_A \dot{\varphi}_A - m_A s_A g \sin \varphi_A \cdot \varphi_A = \end{aligned} \quad (9)$$

$$M_{MA} - M_{RA} - m_A s_A g \cos \varphi_A$$

$$- m_L l_A l_s \sin \varphi_A \ddot{\varphi}_A + m_L l_s^2 \ddot{\varphi}_{sr} + m_L l_s g \varphi_{sr} = m_L l_s \dot{\varphi}_D^2 (l_s \varphi_{sr} + l_A \cos \varphi_A) \quad (10)$$

Bezeichnungen:

m_L	Lastmasse
l_s	Seillänge
m_A	Masse des Auslegers
J_{AY}	Massenträgheitsmoment bezüglich Schwerpunkt bei Drehung um horizontale Achse inkl. Antriebsstrang
l_A	Länge des Auslegers
s_A	Schwerpunktsabstand des Auslegers
b_A	viskose Dämpfung
M_{MA}	Antriebsmoment
M_{RA}	Reibmoment

Gleichung (9) beschreibt im wesentlichen die Bewegungsgleichung des Auslegers mit dem antreibenden Hydraulikzylinder, wobei die Rückwirkung durch die Pendelung der Last berücksichtigt wird. Dabei ist auch der durch die Schwerkraft des Auslegers einwirkende Anteil und die viskose Reibung im Antrieb berücksichtigt. Gleichung (10) ist die Bewegungsgleichung, welche die Lastpendelung φ_{sr} beschreibt, wobei die Anregung der Schwingung durch das Aufrichten bzw. Neigen des Auslegers über die Winkelbeschleunigung des Auslegers oder eine äußere Störung, ausgedrückt durch Anfangsbedingungen für diese Differentialgleichungen, verursacht wird. Über den Term auf der rechten Seite der Differentialgleichung wird der Einfluß der Zentripetalkraft auf die Last bei Drehung der Last mit dem Drehwerk beschrieben. Dadurch wird ein für einen Drehkran typisches Problem beschrieben, da damit eine Kopplung zwischen Drehwerk und Wippwerk besteht. Anschaulich

kann man dieses Problem dadurch beschreiben, daß eine Drehwerksbewegung mit quadratischer Drehgeschwindigkeitsabhängigkeit auch einen Winkelausschlag in radialer Richtung hervorruft.

Der hydraulische Antrieb wird durch die folgenden Gleichungen beschrieben.

$$\begin{aligned} M_{MA} &= F_{Zyl} d_b \cos \varphi_p(\varphi_A) \\ F_{Zyl} &= p_{Zyl} A_{Zyl} \\ \dot{p}_{Zyl} &= \frac{2}{\beta V_{Zyl}} (Q_{FA} - A_{Zyl} \dot{z}_{Zyl}(\varphi_A, \dot{\varphi}_A)) \\ Q_{FA} &= K_{PA} u_{StA} \end{aligned} \tag{11}$$

F_{Zyl} ist die Kraft des Hydraulikzylinders auf die Kolbenstange, p_{Zyl} ist der Druck im Zylinder (je nach Bewegungsrichtung kolben- oder ringseitig), A_{Zyl} ist die Querschnittsfläche des Zylinders (je nach Bewegungsrichtung kolben- oder ringseitig), β ist die ÖlkompRESSIBILITÄT, V_{Zyl} ist das Zylindervolumen, Q_{FA} ist der Förderstrom im Hydraulikkreis für das Wippwerk und K_{PA} ist die Proportionalitätskonstante, die den Zusammenhang zwischen Förderstrom und Ansteuerspannung des Proportionalventils angibt. Dynamische Effekte der unterlagerten Förderstromregelung werden vernachlässigt. Bei der ÖlkompRESSION im Zylinder wird als relevantes Zylindervolumen die Hälfte des Gesamtvolumens des Hydraulikzylinders angenommen. z_{Zyl} , \dot{z}_{Zyl} sind die Position bzw. die Geschwindigkeit der Zylinderstange. Diese sind ebenso wie die geometrischen Parameter d_b und φ_p von der Aufrichtkinematik abhängig.

In Fig. 7 ist die Aufrichtkinematik des Wippwerks dargestellt. Beispielhaft ist der Hydraulikzylinder oberhalb des Drehpunktes des Auslegers am Kranturms verankert. Aus Konstruktionsdaten kann der Abstand d_a zwischen diesem Punkt und dem Drehpunkt des Auslegers entnommen werden. Die Kolbenstange des Hydraulikzylinders ist am Ausleger im Abstand d_b befestigt. Der Korrekturwinkel φ_0 berücksichtigt die Abweichungen der Befestigungspunkte von der Ausleger- bzw. Turmachse

und ist ebenfalls aus Konstruktionsdaten bekannt. Daraus läßt sich der folgende Zusammenhang zwischen Aufrichtwinkel φ_A und Hydraulikzylinderposition z_{Zyl} herleiten.

$$z_{Zyl} = \sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \sin(\varphi_A - \varphi_0)} \quad (12)$$

Da nur der Aufrichtwinkel φ_A Meßgröße ist, ist die umgekehrte Relation von (12) sowie die Abhängigkeit zwischen Kolbenstangengeschwindigkeit \dot{z}_{Zyl} und Aufrichtgeschwindigkeit $\dot{\varphi}_A$ ebenfalls von Interesse.

$$\varphi_A = \arcsin\left(\frac{d_a^2 + d_b^2 - z_{Zyl}^2}{2d_a d_b}\right) + \varphi_0 \quad (13)$$

$$\dot{\varphi}_A = \frac{\partial \varphi_A}{\partial z_{Zyl}} \dot{z}_{Zyl} = \frac{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \sin(\varphi_A - \varphi_0)}}{-d_b d_a \cos(\varphi_A - \varphi_0)} \dot{z}_{Zyl} \quad (14)$$

Für die Berechnung des wirksamen Momentes auf den Ausleger ist außerdem die Berechnung des Projektionswinkels φ_p erforderlich.

$$\cos \varphi_p = \frac{d_a \cos(\varphi_A - \varphi_0)}{\sqrt{d_a^2 + d_b^2 - 2d_b d_a \sin(\varphi_A - \varphi_0)}} \quad (15)$$

Alternativ kann hierzu wieder anstatt der Hydraulikgleichungen (11) eine Näherung für die Dynamik der Antriebe mit einem approximativen Zusammenhang als Verzögerungsglied 1. oder höherer Ordnung vorgesehen werden. Damit erhält man beispielhaft

$$sZ_{Zyl}(s) = \frac{K_{PAAnt}}{1 + T_{AAnt}s} U_{StA}(s) \quad (16)$$

bzw. im Zeitbereich

$$\ddot{z}_{Zyl} = -\frac{1}{T_{AAnt}} \dot{z}_{Zyl} + \frac{K_{PAAnt}}{T_{AAnt}} u_{StA} \quad (17)$$

Damit kann aus den Gleichungen (17), (14) und (10) ebenfalls eine adäquate Modellbeschreibung aufgebaut werden; Gleichung (9) wird nicht benötigt. T_{AAntr} ist die approximative (aus Messungen ermittelte Zeitkonstante zur Beschreibung des Verzögerungsverhaltens der Antriebe. K_{PAAntr} die resultierende Verstärkung zwischen Ansteuerspannung und resultierender Geschwindigkeit im stationären Fall.

Bei einer unerheblichen Zeitkonstante bezüglich der Antriebsdynamik kann direkt eine Proportionalität zwischen Geschwindigkeit und Ansteuerspannung des Proportionalventils angenommen werden.

$$\dot{z}_{Zyl} = K_{PA\text{direkt}} u_{StA} \quad (18)$$

Auch hier kann dann aus den Gleichungen (18), (10) und (14) eine adäquate Modellbeschreibung aufgebaut werden.

Letzte Bewegungsrichtung ist das Drehen der Last am Lasthaken selbst durch das Lastschwenkwerk. Eine entsprechende Beschreibung dieser Regelung ergibt sich aus der deutschen Patentanmeldung DE 100 29 579 vom 15.06.2000, auf deren Inhalt hier ausdrücklich verwiesen wird. Die Rotation der Last wird über das zwischen einer am Seil hängenden Unterflasche und einer Lastaufnahmevorrichtung angeordnete Lastschwenkwerk vorgenommen. Dabei werden auftretende Torsionsschwingungen unterdrückt. Damit kann die in den meisten Fällen ja eben nicht rotationssymmetrische Last lagegenau aufgenommen, durch einen entsprechenden Engpass bewegt und abgesetzt werden. Selbstverständlich wird auch diese Bewegungsrichtung im Modul zur optimierten Bewegungsführung integriert, wie dies beispielsweise anhand der Übersicht in Fig. 3 dargestellt ist. In besonders vorteilhafter Weise kann hier die Last schon nach dem Aufnehmen während des Transportes durch die Luft in die entsprechend gewünschte Schwenkposition mittels des Lastschwenkwerkes verfahren werden, wobei hier die einzelnen Pumpen und Motoren synchron angesteuert werden. Wahlweise kann auch ein Modus für eine drehwinkelunabhängige Orientierung gewählt werden.

Daraus ergibt sich die nachfolgend aufgeführte Bewegungsgleichung. Die Variablenbezeichnung entsprechen der DE 100 29 579 vom 15.06.2000. Dabei wurde keine Linearisierung vorgenommen.

$$(\Theta_{Lc} + \Theta_{Uc})\ddot{\gamma}_{drill} = -m_L g \sin\left(\frac{d_c \gamma_{drill}}{2l_S}\right) \frac{d_c}{2} - \Theta_{Lc} \ddot{c} \quad (19)$$

Auch für das Lastschwenkwerk können nun Differentialgleichungen zur Beschreibung der Antriebsdynamik zur Verbesserung der Funktion wie bei der Drehbewegung zusätzlich berücksichtigt werden. Hier soll auf eine detaillierte Darstellung verzichtet werden.

Die Dynamik des Hubwerks sei vernachlässigt, da die Dynamik der Hubwerksbewegung im Vergleich zur Systemdynamik des Lastpendelung des Krans schnell ist. Wie beim Lastschwenkwerk können jedoch bei Bedarf die entsprechenden dynamischen Gleichungen zur Beschreibung der Hubwerksdynamik jederzeit ergänzt werden.

Die verbleibenden Gleichungen zur Beschreibung des Systemverhaltens sollen nun in eine nichtlineare Zustandsraumdarstellung nach Isidori, Nonlinear Control Systems Springer Verlag 1995 gebracht werden. Dies sei beispielhaft basierend auf den Gleichungen (2), (3), (9), (10), (14), (15) durchgeführt. Dabei ist die Rotationsachse der Last um die Hochachse und die Hubwerksachse in diesem nun nachfolgenden Beispiel nicht berücksichtigt. Es ist jedoch keine Schwierigkeit, diese in die Modellbeschreibung mit aufzunehmen. Für den vorliegenden Anwendungsfall sei ein Kran ohne automatisches Lastschwenkwerk angenommen, das Hubwerk wird aus Sicherheitsgründen vom Kranbediener manuell bedient. Dementsprechend erhält man:

$$\begin{aligned} \text{Zustandsraumdarstellung: } \dot{\underline{x}} &= \underline{a}(\underline{x}) + \underline{b}(\underline{x})\underline{u} \\ \underline{y} &= \underline{c}(\underline{x}) \end{aligned} \quad (20)$$

mit:

$$\text{Zustandsvektor: } \underline{x} = [\varphi_D \quad \dot{\varphi}_D \quad \varphi_A \quad \dot{\varphi}_A \quad \varphi_{St} \quad \dot{\varphi}_{St} \quad \varphi_{Sr} \quad \dot{\varphi}_{Sr} \quad p_{Zyl}]^T \quad (21)$$

$$\text{Steuergröße: } \underline{u} = [u_{StD} \quad u_{StA}]^T \quad (22)$$

$$\text{Ausgangsgröße: } \underline{y} = [\varphi_{LD} \quad r_{LA}] \quad (23)$$

Die Vektoren $\underline{a}(\underline{x})$, $\underline{b}(\underline{x})$, $\underline{c}(\underline{x})$ ergeben sich durch Umformung der Gleichungen (2)-(4), (8)-(15).

Im Betrieb des Moduls zur optimierten Bewegungsführung ohne unterlagerte Lastpendeldämpfung tritt im halbautomatischen Betrieb die Problematik auf, dass der Zustand \underline{x} als Messvektor vollständig vorliegen muß. Da in diesem Fall aber keine Pendelwinkelsensoren installiert sind, müssen die in diesem oben beschriebenen Fall beispielhaft die Pendelwinkelgrößen φ_{St} , $\dot{\varphi}_{St}$, φ_{Sr} , $\dot{\varphi}_{Sr}$ aus den Ansteuergrößen u_{StD} , u_{StA} und den Meßgrößen φ_D , $\dot{\varphi}_D$, φ_A , $\dot{\varphi}_A$, p_{Zyl} rekonstruiert werden. Hierzu wird das nichtlineare Modell nach Gleichung (20-23) linearisiert und beispielsweise ein parameteradaptiver Zustandsbeobachter (siehe auch Fig. 4 Block 43) entworfen. Bei reduzierten Genauigkeitsanforderungen kann vereinfachend auch eine Zustandsnachführung der Seilwinkelgrößen basierend auf den Modellgleichungen und den bekannten Verläufen der Eingangsgrößen sowie der messbaren Zustandsgrößen erfolgen.

Die Sollverläufe für die Eingangssignale (Steuergrößen) $u_{StD}(t)$, $u_{StA}(t)$ werden durch die Lösung eines Optimalsteuerungsproblems, d.h. einer Aufgabe der dynamischen Optimierung bestimmt. Hierzu wird die angestrebte Reduktion des Lastpendelns in einem Zielfunktional erfasst. Randbedingungen und Trajektorienbeschränkungen des Optimalsteuerungsproblems ergeben sich aus den Bahndaten, den technischen Restriktionen des Kransystems (z.B. limitierte Antriebsleistung, sowie Beschränkungen aufgrund von dynamischer Lastmomentbegrenzungen

zur Verhinderung des Kippens des Krans) sowie erweiterten Forderungen an die Bewegung der Last. Beispielsweise ist es mit dem im folgenden beschriebenen Verfahren erstmals möglich, den Bahnkorridor, den die Last bei der Aufschaltung der berechneten Steuerfunktionen benötigt, exakt im vorhinein zu präzisieren. Damit sind Automatisierungsmöglichkeiten gegeben, die vormals nicht lösbar waren. Eine solche Formulierung des Optimalsteuerungsproblems wird im folgenden beispielhaft sowohl für den vollautomatischen Betrieb des Systems mit vorgegebenem Start- und Zielpunkt der Lastbahn als auch für den Handhebelbetrieb gegeben.

Im Fall des vollautomatischen Betriebs wird die gesamte Bewegung vom vorgegebenem Start- bis zum vorgegebenen Zielpunkt betrachtet. Im Zielfunktional des Optimalsteuerungsproblems werden die Lastpendelwinkel quadratisch bewertet. Die Minimierung dieses Zielfunktional liefert daher eine Bewegung mit reduzierter Lastpendelung. Eine zusätzliche Bewertung der Lastpendelwinkelgeschwindigkeiten mit einem zeitvarianten (zum Ende des Optimierungshorizonts zunehmenden) Strafterm ergibt eine Beruhigung der Lastbewegung am Ende des Optimierungshorizonts. Ein Regularisierungsterm mit quadratischer Bewertung der Amplituden der Steuergrößen kann die numerische Kondition der Aufgabe günstig beeinflussen.

$$J = \int_{t_0}^{t_f} \left(\varphi_{Sr}^2(t) + \varphi_{Sl}^2(t) + \rho(t) \left(\dot{\varphi}_{Sr}^2(t) + \dot{\varphi}_{Sl}^2(t) \right) + \rho_u(u_{SlD}(t), u_{SlA}(t)) \right) dt \quad (24)$$

Bezeichnungen:

t_0	Vorgegebener Startzeitpunkt
t_f	Vorgegebener Endzeitpunkt
$\rho(t)$	Zeitvarianter Strafkoeffizient
$\rho_u(u_{SlD}, u_{SlA})$	Regularisierungsterm (quadratische Bewertung der Steuergrößen)

Im Handhebelbetrieb wird dagegen nicht die komplette Lastbewegung zwischen vorgegebenem Start- und Zielpunkt betrachtet, sondern das Optimalsteuerungsproblem wird auf einem mit dem dynamischen Vorgang mitbewegten Zeitfenster

$[\bar{t}_0, \bar{t}_f]$ betrachtet. Der Startzeitpunkt des Optimierungshorizonts \bar{t}_0 ist der aktuelle Zeitpunkt, und im Optimalsteuerungsproblem wird die Dynamik des Kransystems im Prognosehorizont bis \bar{t}_f betrachtet. Dieser Zeithorizont ist ein wesentlicher Tuning-Parameter des Verfahrens und ist nach unten durch die Schwingungsdauer der Lastpendelbewegung begrenzt.

Im Zielfunktional des Optimalsteuerungsproblems ist neben der angestrebten Reduktion des Lastpendelns die Abweichung der tatsächlichen Lastgeschwindigkeit von den durch die Handhebelstellungen vorgegebenen Sollgeschwindigkeiten zu berücksichtigen.

$$J = \int_{\bar{t}_0}^{\bar{t}_f} \left(\rho_{LD} (\dot{\phi}_{LD}(t) - \dot{\phi}_{LD,soll})^2 + \rho_{LA} (\dot{r}_{LA}(t) - \dot{r}_{LA,soll})^2 + \right. \\ \left. + \varphi_{St}^2(t) + \varphi_{Sr}^2(t) + \rho(t) (\dot{\phi}_{St}^2(t) + \dot{\phi}_{Sr}^2(t)) + \rho_u(u_{StD}(t), u_{StA}(t)) \right) dt \quad (25)$$

Bezeichnungen:

\bar{t}_0	Vorgegebener Startzeitpunkt des Optimierungshorizonts
\bar{t}_f	Vorgegebener Endzeitpunkt des Prognosezeitraums
ρ_{LD}	Bewertungskoeffizient Abweichung Lastdrehwinkelgeschwindigkeit
$\dot{\phi}_{LD,soll}$	Durch Handhebelstellung vorgegebene Lastdrehwinkelgeschwindigkeit
ρ_{LA}	Bewertungskoeffizient Abweichung radiale Lastgeschwindigkeit
$\dot{r}_{LA,soll}$	Durch Handhebelstellung vorgegebene radiale Lastgeschwindigkeit

Im vollautomatischen Betrieb mit vorgegebenem Start- und Zielpunkt ergeben sich die Randbedingungen für das Optimalsteuerungsproblem aus deren Koordinaten und den Anforderungen einer Ruhelage in Start und Zielposition.

$$\begin{aligned}
 \varphi_D(t_0) &= \varphi_{D,0}, \varphi_D(t_f) = \varphi_{D,f} \\
 \dot{\varphi}_D(t_0) &= 0, \dot{\varphi}_D(t_f) = 0 \\
 \varphi_A(t_0) &= \arccos\left(\frac{r_{LA,0}}{l_A}\right), \varphi_A(t_f) = \arccos\left(\frac{r_{LA,f}}{l_A}\right) \\
 \dot{\varphi}_A(t_0) &= 0, \dot{\varphi}_A(t_f) = 0 \\
 \varphi_{Sr}(t_0) &= 0, \varphi_{Sr}(t_f) = 0 \\
 \dot{\varphi}_{Sr}(t_0) &= 0, \dot{\varphi}_{Sr}(t_f) = 0 \\
 \varphi_{Sr}(t_0) &= 0, \varphi_{Sr}(t_f) = 0 \\
 \dot{\varphi}_{Sr}(t_0) &= 0, \dot{\varphi}_{Sr}(t_f) = 0
 \end{aligned} \tag{26}$$

Bezeichnungen:

$\varphi_{D,0}$	Startpunkt Drehwerkswinkel
$\varphi_{D,f}$	Endpunkt Drehwerkswinkel
$r_{LA,0}$	Startpunkt Lastposition
$r_{LA,f}$	Endpunkt Lastposition

Die Randbedingungen für den Druck im Zylinder ergeben sich aus den stationären Werten im Start- und Zielpunkt nach Gleichung (11).

Im Handhebelbetrieb muß dagegen in den Randbedingungen berücksichtigt werden, dass die Bewegung nicht aus einer Ruhelage startet und im allgemeinen auch nicht in einer Ruhelage endet. Die Randbedingungen zum Startzeitpunkt des Optimierungshorizonts \bar{t}_0 ergeben sich aus dem aktuellen Systemzustand $x(\bar{t}_0)$, der gemessen wird bzw. über ein mitgeführtes Modell aus den Ansteuergrößen $u_{S,1D}$, $u_{S,1A}$ und den Meßgrößen $\varphi_D, \dot{\varphi}_D, \varphi_A, \dot{\varphi}_A, p_{Zyl}$ über einen parameteradaptiven Zustandsbeobachter rekonstruiert wird.

Die Randbedingungen am Ende des Optimierungshorizonts \bar{t}_f sind frei.

Aufgrund der technischen Parameter des Kransystems ergeben sich eine Reihe von Restriktionen, die unabhängig vom Betriebsmodus im Optimalsteuerungsproblem zu berücksichtigen sind. So ist die Antriebsleistung limitiert. Dies kann über

einen maximalen Förderstrom in den hydraulischen Antrieben beschrieben werden und über Amplitudenbeschränkungen für die Steuergrößen in das Optimalsteuerungsproblem einbezogen werden.

$$\begin{aligned} -u_{StD,max} &\leq u_{StD}(t) \leq u_{StD,max} \\ -u_{StA,max} &\leq u_{StA}(t) \leq u_{StA,max} \end{aligned} \quad (27)$$

Zur Vermeidung von Beanspruchungen des Systems durch abrupte Lastwechsel, deren Folgen in dem oben beschriebenen vereinfachten dynamischen Modell nicht erfasst sind, wird die Änderungsgeschwindigkeit der Steuergrößen limitiert. Dadurch kann definiert die mechanische Beanspruchung limitiert werden.

$$\begin{aligned} -\dot{u}_{StD,max} &\leq \dot{u}_{StD}(t) \leq \dot{u}_{StD,max} \\ -\dot{u}_{StA,max} &\leq \dot{u}_{StA}(t) \leq \dot{u}_{StA,max} \end{aligned} \quad (28)$$

Zusätzlich kann gefordert werden, dass die Steuergrößen als Funktionen der Zeit stetig sein sollen und stetige erste Ableitungen bezüglich der Zeit besitzen.

Der Aufrichtwinkel ist aufgrund der Krankonstruktion limitiert

$$\varphi_{A,min} \leq \varphi_A(t) \leq \varphi_{A,max} \quad (29)$$

Bezeichnungen:

$u_{StD,max}$	Maximalwert Ansteuerfunktion Drehwerk
$\dot{u}_{StD,max}$	Maximale Änderungsgeschwindigkeit Ansteuerfunktion Drehwerk
$u_{StA,max}$	Maximalwert Ansteuerfunktion Wippwerk
$\dot{u}_{StA,max}$	Maximale Änderungsgeschwindigkeit Ansteuerfunktion Wippwerk
$\varphi_{A,min}$	Minimalwert Aufrichtwinkel
$\varphi_{A,max}$	Maximalwert Aufrichtwinkel

Zusätzliche Restriktionen ergeben sich aus weitergehenden Anforderungen an die Bewegung der Last. So kann beim vollautomatischen Betrieb, bei dem die gesamte Lastbewegung vom Start- bis zum Zielpunkt betrachtet wird, eine monotone Änderung des Drehwinkels gefordert werden.

$$\dot{\varphi}_D(t)(\varphi_D(t_f) - \varphi_D(t_0)) \geq 0 \quad (30)$$

Bahnkorridore lassen sich sowohl im vollautomatischen als auch im Handhebelbetrieb über die analytische Beschreibung der zulässigen Lastpositionen mit Hilfe von Ungleichungsrestriktionen in die Berechnung der optimalen Steuerung einbeziehen.

$$g_{\min} \leq g(\varphi_{LD}(t), r_{LA}(t)) \leq g_{\max} \quad (31)$$

Mit Hilfe dieser Ungleichungsbedingungen wird ein Bahnverlauf im Inneren eines zulässigen Bereichs, hier des Bahnkorridors erzwungen, die Grenzen dieses zulässigen Bereichs begrenzen die Lastbewegung und stellen somit 'virtuelle Wände' dar.

Besteht die abzufahrende Bahn nicht nur aus Start- und Zielpunkt, sondern sind weitere Punkte in vorgegebener Reihenfolge abzufahren, so kann das durch innere Randbedingungen in das Optimalsteuerungsproblem einbezogen werden.

$$\varphi_D(t_i) = \varphi_{D,i}, \varphi_A(t_i) = \arccos\left(\frac{r_{LA,i}}{l_A}\right) \quad (32)$$

Bezeichnungen:

t_i	(freier) Zeitpunkt des Erreichens des vorgegebenen Bahnpunktes i
$\varphi_{D,i}$	Drehwinkelkoordinate des vorgegebenen Bahnpunktes i
$r_{LA,i}$	Radiale Position des vorgegebenen Bahnpunktes i

Der Anspruch ist nicht an eine bestimmte Methode zur numerischen Berechnung der optimalen Steuerungen gebunden. Der Anspruch bezieht sich ausdrücklich auch auf eine angenäherte Lösung der oben angegebenen Optimalsteuerungsprobleme, bei der im Hinblick auf einen reduzierten Rechenaufwand beim on-line Einsatz nur eine Lösung ausreichender (nicht maximaler) Genauigkeit ermittelt wird. Zudem kann aus Effektivitätsgründen eine Reihe der oben formulierten harten Beschränkungen (Randbedingungen oder Trajektorienungleichungsbeschränkungen) numerisch als weiche Beschränkung über eine Bewertung der Beschränkungsverletzung im Zielfunktional behandelt werden.

Beispielhaft soll hier jedoch die numerische Lösung mittels Mehrstufen-Steuerungsparametrisierung erläutert werden.

Zur näherungsweisen numerischen Lösung des Optimalsteuerungsproblems wird der Optimierungshorizont diskretisiert.

$$t_0 = t^0 < t^1 < \dots < t^K = t_f \quad (33)$$

Die Länge der Teilintervalle $[t^k, t^{k+1}]$ kann dabei an die Dynamik des Problems angepasst werden. Eine größere Anzahl von Teilintervallen führt in der Regel zu einer Verbesserung der Näherungslösung, aber auch zu einem erhöhten Berechnungsaufwand.

Auf jedem dieser Teilintervalle wird nun der Zeitverlauf der Steuergrößen durch eine Ansatzfunktion U^k mit einer festen Anzahl von Parametern u^k (Steuerungsparameter) approximiert.

$$u(t) \approx u_{app}(t) = U^k(t, u^k), \quad t^k \leq t \leq t^{k+1} \quad (34)$$

Nun kann die Zustandsdifferentialgleichung des dynamischen Modells numerisch integriert und das Zielfunktional ausgewertet werden, wobei anstelle der Steuergrößen die approximierten Zeitverläufe eingesetzt werden. Im Ergebnis wird das Zielfunktional als Funktion der Steuerungsparameter u^k , $k=0, \dots, K-1$ erhalten. Die

Randbedingungen und die Trajektorienbeschränkungen lassen sich ebenso als Funktionen der Steuerungsparameter auffassen.

Das Optimalsteuerungsproblem wird auf diese Weise durch ein nichtlineares Optimierungsproblem in den Steuerungsparametern angenähert, wobei Zielfunktionsberechnung und Beschränkungsauswertung des nichtlinearen Optimierungsproblems jeweils die numerische Integration des dynamischen Modells unter Berücksichtigung des Approximationsansatzes nach Gleichung (34) erfordern.

Dieses beschränkte nichtlineare Optimierungsproblem kann nun numerisch gelöst werden, wobei hierzu ein übliches Verfahren der sequentiellen quadratischen Programmierung (SQP) eingesetzt wird, bei dem die Lösung des nichtlinearen Problems über eine Folge von linear-quadratischen Näherungen bestimmt wird.

Die Effizienz der numerischen Lösung kann beträchtlich gesteigert werden, wenn zusätzlich zu den Steuerungsparametern des Intervalls k auch noch der Anfangszustand

$$x^k \approx x(t^k), \quad k = 0, \dots, K \quad (35)$$

des jeweiligen Intervalls als Variable des nichtlinearen Optimierungsproblems betrachtet wird. Durch geeignete Gleichungsbeschränkungen ist die Stetigkeit der approximierten Zustandstrajektorien zu sichern. Damit steigt die Dimension des nichtlinearen Optimierungsproblems an. Es ergibt sich jedoch eine beträchtliche Vereinfachung in der Verkopplung der Problemvariablen und zudem eine starke Strukturierung des nichtlinearen Optimierungsproblems. Daher sinkt der Lösungsaufwand in vielen Fällen beträchtlich, vorausgesetzt, die Problemstruktur wird im Lösungsalgorithmus geeignet ausgenutzt.

Eine zusätzliche deutliche Reduktion des Rechenaufwands zur Lösung des Optimalsteuerungsproblems wird durch eine Approximation mittels Linearisierung der Systemgleichungen erreicht. Dabei werden die ursprünglichen nichtlinearen Zustandsdifferentialgleichungen und algebraischen Ausgangsgleichungen (20) entlang einer zunächst beliebig vorgegebenen Systemtrajektorie $(x_{ref}(t), u_{ref}(t))$, die die Zustandsdifferentialgleichungen erfüllt, linearisiert.

$$\begin{aligned}\Delta \dot{x} &= A(t)\Delta x + B(t)\Delta u \\ \Delta y &= C(t)\Delta x\end{aligned}\tag{36}$$

Dabei bezeichnen die Größen $\Delta x, \Delta u, \Delta y$ die Abweichungen vom Referenzverlauf der jeweiligen Größe

$$\begin{aligned}\Delta x &= x - x_{ref}, \quad \Delta u = u - u_{ref}, \quad \Delta y = y - y_{ref} \\ \dot{x}_{ref} &= a(x_{ref}) + b(x_{ref}) \cdot u_{ref} \\ y_{ref} &= c(x_{ref})\end{aligned}\tag{37}$$

Die zeitvarianten Matrizen $A(t)$, $B(t)$, $C(t)$ ergeben sich aus den Jacobi-Matrizen

$$A(t) = \frac{\partial(a(x_{ref}(t)) + b(x_{ref}(t)) \cdot u_{ref}(t))}{\partial x_{ref}(t)}, \quad B(t) = b(x_{ref}(t)), \quad C(t) = \frac{\partial c(x_{ref}(t))}{\partial x_{ref}(t)} \dots (38)$$

Wird nun die Optimalsteuerungsaufgabe in den Variablen

$\Delta x, \Delta u$ formuliert, so ergibt sich ein beschränktes linear-quadratisches Optimalsteuerungsproblem. Bei geeigneter Wahl der Ansatzfunktionen U^k kann die Zustandsdifferentialgleichung über die zugehörige Bewegungsgleichung auf jedem Teilintervall $[t^k, t^{k+1}]$ analytisch gelöst werden, und die aufwendige numerische Integration entfällt.

Die Optimalsteuerungsaufgabe wird so durch ein endlich-dimensionales quadratisches Optimierungsproblem mit linearen Gleichungs- und Ungleichungsrestriktionen approximiert, welches mit einem angepassten Standardverfahren numerisch gelöst werden kann. Der numerische Aufwand hierfür ist wiederum deutlich geringer als bei dem oben beschriebenen nichtlinearen Optimierungsproblem.

Der beschriebene Linearisierungsansatz ist besonders für die näherungsweise Lösung der Optimalsteuerungsprobleme bei Handhebelbetrieb geeignet, da in diesem Fall zum einen aufgrund des kürzeren Optimierungshorizonts (Zeitfenster $[\bar{t}_0, \bar{t}_f]$) die durch die Linearisierung bedingten Ungenauigkeiten eine geringere Auswirkung haben und zum anderen mit den im jeweils vorangehenden Zeitschritt berechneten

optimalen Steuerungs- und Zustandsverläufen geeignete Referenztrajektorien zur Verfügung stehen.

Als Lösung des Optimalsteuerungsproblems werden die optimalen Zeitverläufe sowohl der Steuergrößen als auch der Zustandsgrößen des dynamischen Modells erhalten. Diese werden bei Betrieb mit unterlagerter Regelung als Stell- und Führungsgrößen aufgeschaltet. Da in diesen Sollfunktionen das dynamische Verhalten des Krans berücksichtigt ist, müssen durch die Regelung nur noch Störgrößen und Modellabweichungen ausgeglichen werden.

Bei Betrieb ohne unterlagerte Regelung werden die optimalen Verläufe der Steuergrößen dagegen direkt als Stellgrößen aufgeschaltet.

Weiterhin liefert die Lösung des Optimalsteuerungsproblems eine Prognose der Bahn der pendelnden Last, die für erweiterte Maßnahmen zur Kollisionsvermeidung nutzbar ist.

Fig. 8 zeigt das Ablaufdiagramm für die Berechnung der optimierten Steuergröße im vollautomatischen Betrieb. Dies untersetzt Modul 37 aus Fig. 3. Ausgehend von den durch die Sollpunktmatrix festgelegten Start- und Zielpunkten der Lastbewegung wird das Optimalsteuerungsproblem durch Einbeziehung der Vorgabe des zulässigen Bereichs und der technischen Parameter definiert. Die numerische Lösung des Optimalsteuerungsproblems liefert optimale Zeitverläufe der Steuer- und Zustandsgrößen. Diese werden bei unterlagerter Regelung zur Lastpendeldämpfung als Stell- und Führungsgrößen aufgeschaltet. Alternativ kann eine Realisierung ohne unterlagerte Regelung – dann mit direkter Aufschaltung der optimalen Ansteuerfunktionen auf die Hydraulik – realisiert werden.

Fig. 9 zeigt das Zusammenwirken von Zustandsrekonstruktion und Berechnung der optimalen Steuerung im Fall des Handhebelbetriebs. Der Zustand des dynamischen Kranmodells wird unter Nutzung der verfügbaren Meßgrößen nachgeführt. Durch Lösung des Optimalsteuerungsproblems werden solche Zeitverläufe der Ansteuerfunktionen ermittelt, die – ausgehend von diesem aktuellen Zustand – bei re-

duziertem Lastpendeln die Lastgeschwindigkeit an die über die Handhebel vorgegebenen Sollwerte heranführt.

Eine einmal berechnete optimale Steuerung wird nicht über den vollen Zeithorizont $[\bar{t}_0, \bar{t}_f]$ realisiert, sondern laufend an den aktuellen Systemzustand und die aktuellen Sollwerte angepasst. Die Frequenz dieser Anpassung ist durch die benötigte Rechenzeit zur Neuberechnung der optimalen Steuerung limitiert.

Fig. 10 zeigt beispielhafte Ergebnisse für optimale Zeitverläufe der Steuergrößen im vollautomatischen Betrieb. Dabei wurde ein Zeithorizont von 30 s vorgegeben. Die Ansteuerfunktionen sind stetige Funktionen der Zeit mit stetigen 1. Ableitungen.

Fig. 11 zeigt beispielhafte Zeitverläufe von Steuergrößen und Regelgrößen im simulierten Handhebelbetrieb. Die Sollwerte für die Lastgeschwindigkeit (die Handhebelvorgaben) werden in Form von zeitlich versetzten Rechteckimpulsen variiert. Die Aktualisierung der optimalen Steuerung erfolgt mit einer Abtastzeit von 0.2 s.

27.05.2004

01286-04 La/se

Liebherr-Werk Nenzing GmbH
A-6710 Nenzing

Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil
hängenden Last mit optimierter Bewegungsführung

Patentansprüche

1. Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last mit einem Drehwerk zum Drehen des Kranes oder Baggers, einem Wippwerk zum Aufrichten bzw. Neigen eines Auslegers und einem Hubwerk zum Heben bzw. Senken der an dem Seil aufgehängten Last mit einem Antriebssystem,

gekennzeichnet durch

eine Bahnsteuerung (31) deren Ausgangsgrößen (u_{outD} , u_{outA} , u_{outL} , u_{outR}) direkt oder indirekt als Eingangsgrößen in die Regelung für die Position bzw. die Geschwindigkeit des Kranes (41) oder Baggers eingehen, wobei die Führungsgrößen für die Steuerung in der Bahnsteuerung (31) so generiert werden, daß sich eine Lastbewegung mit minimierten Pendelausschlägen ergibt.

2. Kran oder Bagger nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß in der Bahnsteuerung (31) modellbasiert optimale Steuertrajektorien online berechnet und aktualisiert werden.
3. Kran oder Bagger nach Anspruch 2 gekennzeichnet durch modellbasierte optimale Steuertrajektorien basierend auf einem um Referenztrajektorien linearisiertem Modell.
4. Kran oder Bagger nach Anspruch 2 gekennzeichnet durch modellbasierte optimale Steuertrajektorien basierend auf einem nichtlinearen Modellansatz.
5. Kran oder Bagger nach einem der Ansprüche 1 bis 4 gekennzeichnet durch modellbasierte optimale Steuertrajektorien unter Rückführung von allen Zustandsgrößen.
6. Kran oder Bagger nach einem der Ansprüche 1 bis 4 gekennzeichnet durch modellbasierte optimale Steuertrajektorien unter Rückführung von mindestens einer Meßgröße und Schätzung der verbleibenden Zustandsgrößen.
7. Kran oder Bagger nach einem der Ansprüche 1 bis 4 gekennzeichnet durch modellbasierte optimale Steuertrajektorien unter Rückführung von mindestens einer Meßgröße und Nachführung der verbleibenden Zustandsgrößen durch modellbasierte Vorwärtssteuerung.
8. Kran oder Bagger nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Bahnsteuerung (31) als Vollautomatik oder als Halbautomatik durchführbar ist.
9. Kran oder Bagger nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in die Bahnsteuerung (31) als Eingangsgröße eine Sollpunktmatrix (35) für die Position und Orientierung der Last eingebbar ist.

10. Kran oder Bagger nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Sollpunktmatrix (35) aus Start- und Zielpunkt besteht.
11. Kran oder Bagger einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß im Fall eines halbautomatischen Betriebs zusätzlich die gewünschte Zielgeschwindigkeit der Last durch die Stellung des Handhebels (34) in die Bahnsteuerung (31) eingebbar ist.
12. Kran oder Bagger nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß im halbautomatischen Betrieb über Sensoren die Meßgrößen der Positionen von Kran und Last erfaßbar und in die Bahnsteuerung (31) zurückführbar sind.
13. Kran oder Bagger nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß im halbautomatischen Betrieb die Positionen von Kran und Last in einem Modul zum modellbasierten Schätzverfahren (43) schätzbar und in die Bahnsteuerung (31) zurückführbar sind.
14. Kran oder Bagger nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgangsgrößen (u_{outD} , u_{outA} , u_{outL} , u_{outR}) zunächst in eine unterlagerte Regelung mit Lastpendeldämpfung geführt werden.
15. Kran oder Bagger nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Lastpendeldämpfung ein Bahnplanungsmodul, eine Zentripetalkraftkompensationseinrichtung und zumindest einen Achsregler für das Drehwerk, einen Achsregler für das Wippwerk, einen Achsregler für das Hubwerk und einen Achsregler für das Schwenkwerk aufweist.
16. Kran oder Bagger nach einem der vorangehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß mittels der Bahnsteuerung (31) die Bewegungsbahn der Last derart festlegbar ist, daß vorbestimmte freie Bereiche von der pendelnden Last nicht verlassen werden können.

Liebherr-Werk Nenzing GmbH
A-6710 Nenzing

Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil
hängenden Last mit optimierter Bewegungsführung

Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft einen Kran oder Bagger zum Umschlagen von einer an einem Lastseil hängenden Last mit einem Drehwerk zum Drehen des Krans oder Baggers, einem Wippwerk zum Aufrichten bzw. Neigen eines Auslegers und einem Hubwerk zum Heben bzw. Senken der an dem Seil aufgehängten Last mit einem Antriebssystem. Erfindungsgemäß weist der Kran oder Bagger eine Bahnsteuerung auf, deren Ausgangsgrößen direkt oder indirekt als Eingangsgrößen in die Regelung für die Position bzw. die Geschwindigkeit des Krans oder Baggers eingehen, wobei die Führungsgrößen für die Steuerung in der Bahnsteuerung so generiert werden, dass sich eine Lastbewegung mit minimierten Pendelausschlägen ergibt.